

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公告

⑫ 特 許 公 報 (B 2)

昭 62 - 3365

⑬ Int. Cl.<sup>4</sup>

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公告 昭和62年(1987)1月24日

G 01 L 5/12

7409-2F

発明の数 1 (全6頁)

⑮ 発明の名称 転がり軸受の軸スラストを測定する方法

審 判 昭58-14433

⑯ 特 願 昭52-111214

⑰ 公 開 昭53-38386

⑱ 出 願 昭52(1977)9月14日

⑲ 昭53(1978)4月8日

優先権主張 ⑳ 1976年9月18日㉑ 西ドイツ(DE)㉒ P2642080.4

⑳ 発 明 者 ハイブリット・フラン ツ・パウエル ドイツ連邦共和国アイヒェナウ・ヴェンデルシュタイン・シュトラッセ3  
㉑ 発 明 者 ゲルハルト・ヘルブリ ング ドイツ連邦共和国ミュンヘン40ジルヒエルシュトラッセ17  
㉒ 発 明 者 フローリアン・ヒルデ ブラント ドイツ連邦共和国ギューンデインク・ハウプトシュトラッセ18  
㉓ 出 願 人 モーターレン・ウント・ ツルビーネン・ユニオ ーン・ミュンヘン・ゲ ゼルンヤフト・ミツ ト・ベシユレンクテ ル・ハフツング ドイツ連邦共和国ミュンヘン50・ダツハウエル・ストラ ーセ665

㉔ 復代理人 弁理士 矢野 敏雄

審判の合議体 審判長 船 山 武 審判官 金 平 弘子 審判官 渡辺 泰次郎

⑳ 特許請求の範囲

1 軸スラストが転動体を介して純軸方向ではなく所定の角度を成して伝達されるように構成された、過激な運動条件の下で使用されている転がり軸受の軸スラストを測定する方法であつて、転動体が運動学的に申し分なく、スリップなしに転動することを許す最低軸スラストが根底とされている形式のものに於いて、度量測定から軸スラスト S と相対的な保持器回転数  $n_k/n_w$  と軸回転数  $n_w$  との関係を定め、相対的な保持器回転数  $n_k/n_w$  を式:

$$n_k/n_w = f_k/a \cdot f_w$$

( $n_k$ は保持器回転数、 $f_k$ は転動体通過周波数、 $f_w$ は軸回転数に相当する周波数、 $a$ は転動体の数)

で求めるために、保持体 6 に設けられた弱化箇所 7 の動的なひずみを検出するストレインゲージ 1 ~ 4 によつて得られた信号の周波数を分析して転

動体通過周波数  $f_k$  と軸回転数に相当する周波数  $f_w$  とを求めることを特徴とする、転がり軸受の軸スラストを測定する方法。

発明の詳細な説明

本発明は、軸スラストが転動体を介して純軸方向ではなく、所定の角度を成して伝達されるように構成された、過激な運動条件の下で使用されている転がり軸受の軸スラストを測定する方法であつて、転動体が運動学的に申し分なく、スリップなしに転動することを許す最低軸スラストが根底とされている形成のものに関する。

西ドイツ国特許出願公告第1066374号明細書によつて公知である軸スラストを測定する装置に於ては軸受構造に応じて当該の機械軸と固定的に結合された少なくとも1つのスラストフランジが設けられている。

1つのスラストフランジしか設けられていない固定軸受構造のばあいにはスラストフランジは両

(2)

特公 昭 62-3365

3

4

側で、ルーズな押圧片の上を回転させられるようになっている。この押圧片は円錐形の内面と外面でそれぞれ1つの外側のリングばねと内側のリングばねに支えられるセグメント保持体に保持されている。この場合、リングばねは運転中に生じる軸方向力をスラストフランジから固定軸受の、機械軸を取囲む軸受シエルに伝達する。

さらにこの場合には外側のばねリングは外側に向かってかつ内側のばねリングは内側に向かって程度の差こそあれ緊縮可能である。この緊縮は発生する静的及び（又は）動的な軸スラストの尺度として、ばねリングの外面に固定可能でかつ前記緊縮に関連して変形可能であるストレインゲージによって記録可能である。

公知の装置に属する、不動に配置された軸受体の端部の両側にある2つのスラストフランジを機械軸の上に有する他の軸受構造に於ては、スラスト力の伝達と測定は第1の軸受構造と同じ形式で行なわれる。この場合には相応の伝達部材はそれぞれスラストフランジ内面と軸受体の所属の端部との間に配置されている。

両方の公知の装置に於てはスラスト力を伝達するために比較的に多数の中間部材が必要であることに基つて、この装置は技術的に複雑であるという他に故障の発生する度合が大きく、スラスト測定精度が損なわれる。

さらに公知の装置に於ては、スラストフランジから測定リングへの力が直接的に伝達されることに基つて低くからぬ摩擦力が生じる。この摩擦力は特に軸回転数が比較的に高い場合に測定結果を偽る温度上昇を伝達部材、延いては測定リングに生ぜしめる。さらに測定構成部材が互いに直接的に接触せられていることによつて公知の装置は比較的に温度が高い場合には使用することができない。

最後に述べた理由から公知の装置には特別な測定技術的な手段（補償装置）が用いられている。さらに摩擦及び温度の影響はスラスト力伝達部材のロック若しくは早期摩滅をもたらす。

さらにストレインゲージが回転する軸の上に取り付けられた、固定軸受の軸スラストを測定するための装置が開発されている。この場合には回転する軸の自由端部に軸スラストを測定するための回転伝達部材が取り付けられている。この場合には軸

スラストを伝達するために必要な中間部材の数が多くかつ軸回転数が比較的に高い場合に伝達部材に摩耗現象が生じるために、この装置は比較的に短い運転時間に亘つてしか使用することができない。しかもこの公知の装置に於てはストレインゲージの信号はほとんど軸スラストと回転モーメントとひずみとが混じつたものから成つていて、前記値から成る混合値は特殊回路で分離しなければ正確な測定結果が得られない。

軸スラストを測定する他の装置に於ては軸受外ケーシングと軸受の支持構造体との間に、ストレインゲージを備えた弾性的な中間部材が配置されている。この場合には測定部材は皿ばね状又は波形リング状に構成された中間部材から成つてい

る。この開発された装置は距離測定のために軸受外ケーシングの軸方向の移動を必要としていた。この開発された装置の欠点は主たる測定部材が比較的に大きなスペースを必要とし、測定信号を記録するときに軸受外ケーシングの移動の原因としてヒステリシス現象が見られることである。

さらに西ドイツ国特許出願公開第2025693号明細書によれば、転がり軸受の運転状態を監視し、軸受の故障をできるだけ早期に認識する方法が開示されている。この場合には一方では保持器回転数が関与させられ、他方では共通の機械回転数に対する関係に置かれた保持器回転数が関与させられる。より正確に表現すれば前述の方法では軸受保持器スリップの発生が軸受の使用可能性に対する判断基準として用いられている。従つてこの方法からは軸スラスト測定の可能性に対する示唆はなにも得られない。

本発明の課題は前記の公知の装置及び開発された装置の欠点を除き、過激な運転条件、例えば高温と高回転の下でも従来の測定信号発生器を使用して軸スラストが測定されるようにすることである。

この課題は本発明によれば、度量測定から軸スラストと相対的な保持器回転数  $n_k$  /  $n_w$  と軸回転数  $n_w$  との関係を定め、相対的な保持器回転数  $n_k$  /  $n_w$  を式：

$$n_k / n_w = f_k / a \cdot f_w$$

（ $n_k$  は保持器回転数、 $f_k$  は転動体通過周波数、 $f_w$  は軸回転数に相当する周波数、 $a$  は転動体の数）

(3)

特公 昭 62-3365

5

6

で求めるために、保持体に設けられた弱化個所の動的なひずみの検出を目的としたストレインゲージによつて得られた信号の周波数を分析して転動体通過周波数  $f_k$  と軸回転数に相当する周波数  $f_w$  とを求めることによつて解決された。

本発明の方法は既に優先的に述べた使用目的(高温と高回転数)の他に、オイル温度が高く、測定個所に対する滴下衝撃が大きく、軸受室に於けるうず流が強いというような困難な運転条件にも適している。何故ならばこの方法は純然たる周波数測定として故障が少なく、機械的な補助部材の介在を必要としないからである。

次に図面について本発明を説明する：

第1図と第2図とは本発明の方法を実施するのに適した転がり軸受が示されている。この転がり軸受はフランジ側で固定される鉢形の保持体6を有している。この保持体6には転がり軸受の外レース8が形成されている。この場合には材料的な弱化個所は片側から保持体6に設けられた切欠き7によつて形成されている。

軸スラストの尺度としての保持器10の相対的な回転数を、転動体が通過する場合の切欠き7に於ける動的なひずみ周波数で測定できるようにするためには、第1図と第2図とに示された転がり軸受に、例えば第3図に示された、4本のアームにストレインゲージを有する耐温性のブリッジ回路が配属されている。このブリッジ回路の能動パルス発生器としてのストレインゲージ1、2は外レース8の端面9に、半径方向で見て端面の中央にかつ周方向で見て切欠き7の中央に位置するように配置されている。これに対して補償ストレインゲージ3、4は転動体の数が偶数であることを考慮して、両方の能動ストレインゲージ1、2と正確に向き合うように半径方向で見て外レース8の端面9の中央に配置されている。これに対して転動体若しくは転動球の数が奇数である場合には、補償ストレインゲージは転動体若しくは転動球のピッチ間隔の1/2だけずらして配置する必要がある。

第3図に示されているように4本のアームにストレインゲージを有するブリッジ回路の代りに2

本又は1本のアームにしかストレインゲージを有していないブリッジ回路を使用することも考えられる。

4本のアームにストレインゲージを有するブリッジ回路の測定パルスは広幅帯域に亘つて記録され、保持器回転数を求めるために周波数分析器、有利には実時間分析器で分析される。この結果は第4図に示されている。この場合には2つの共振ピークが認められる。すなわち、低周波の軸回転数周波数  $f_w$  は軸回転数に1次比例し、回転する部分の残存アンバランスによつて惹起させられる。このばあい  $f_k$  は転動体の通過周波数によつて与えられる。従つて保持器の相対回転数は式：

$$\frac{\text{保持器回転数}n}{\text{軸回転数}n} = \frac{f_k}{a \cdot f_w}$$

で算出される ( $f_k$  は転動体通過周波数 (Hz)、 $f_w$  は軸回転周波数 (Hz)、 $a$  は転動体数。従つて第5図の線図に示されているように保持器回転数と軸回転数との比は軸スラスト (上昇する軸スラスト S) の尺度を成す。

従つてここでは軸回転数に対する相対的な保持器回転数の依存性は種々の軸スラスト S を考慮して、回転数が増大するにつれて上昇する扇状に配置された直線群 G が生じる。この直線群 G は軸スラストが僅かである側で軸受のスリップ限界 Z によつて制限されている。

図面の簡単な説明

図面は本発明の1実施例を示すものであつて、第1図は鉢形の保持体とストレインゲージと人工的な弱化個所を有する転がり軸受を示す図、第2図は第1図を矢印Aの方向から見た図、第3図は第1図及び第2図に示された転がり軸受に配属された、4本のアームにストレインゲージを有するブリッジ回路を示す図、第4図は周波数を分析した場合に生じる両方の共振ピーク (軸回転周波数若しくは転動体通過周波数) を示す線図、第5図は測定結果を示す図である。

1、2……能動ストレインゲージ、3、4……補償ストレインゲージ、5……内レース、6……保持体、7……切欠き、8……外レース、9……外レースの端面、10……保持器。

Fig.1

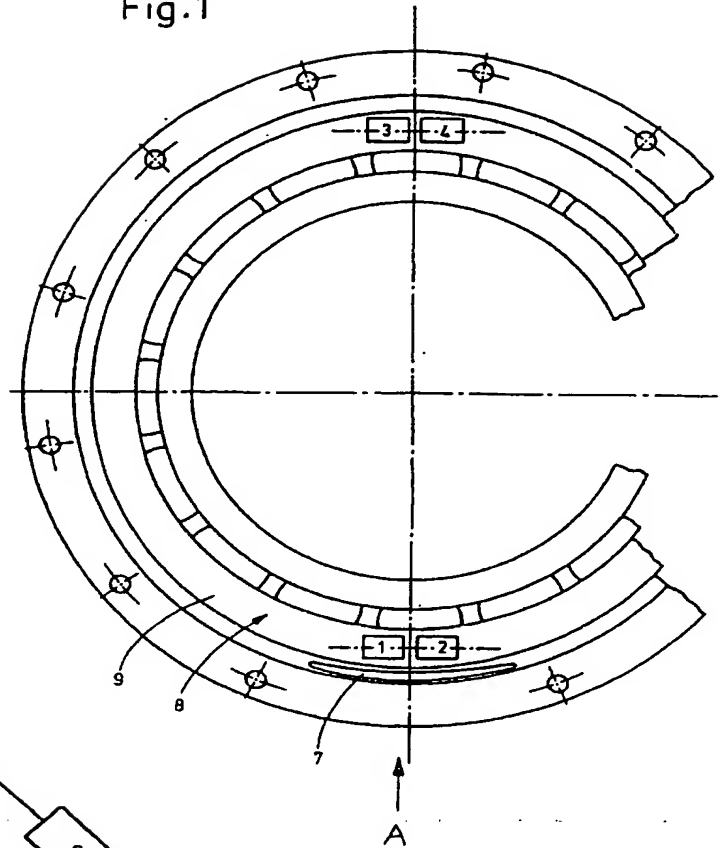


Fig.3

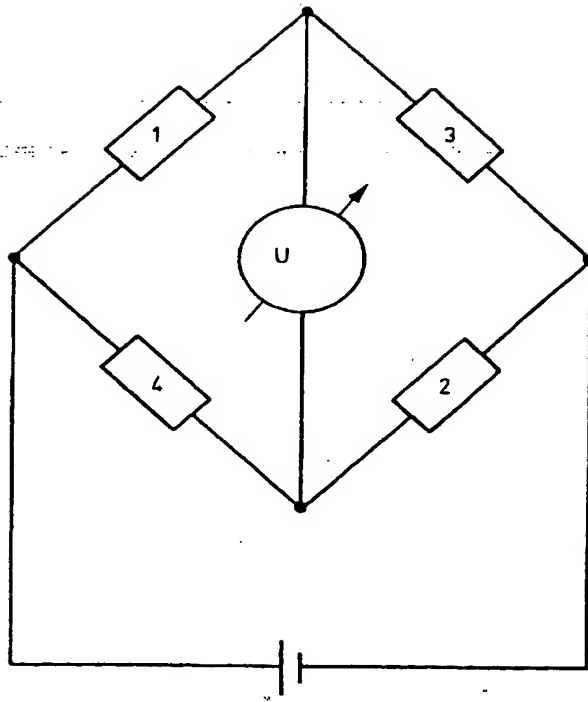


Fig. 2

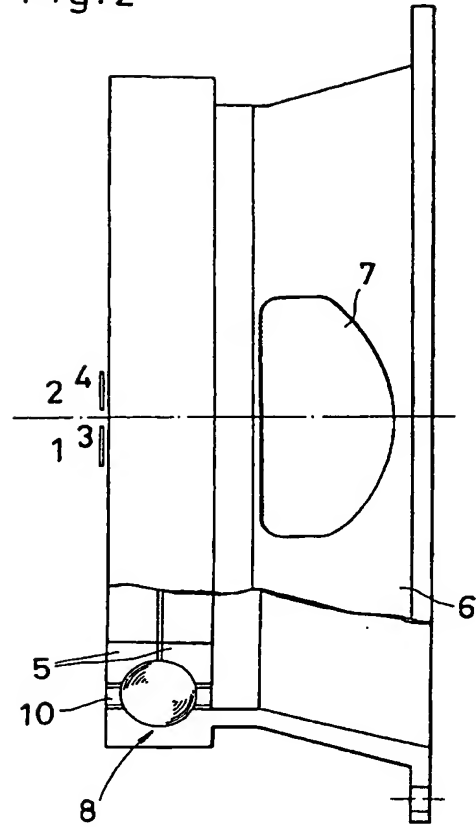


Fig. 5

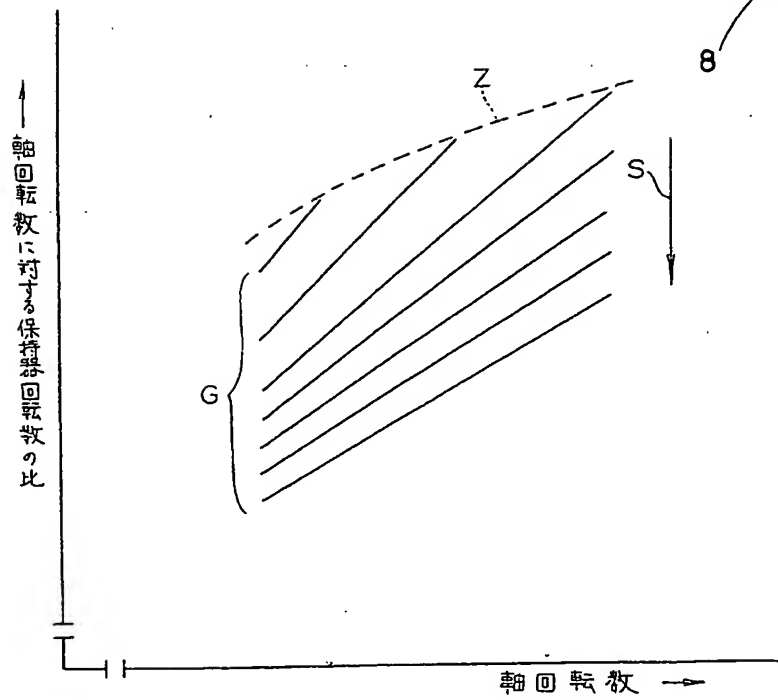


Fig.4

